

PAT-NO: JP402118260A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02118260 A

TITLE: DEVICE FOR CONTROLLING SPEED CHANGE OF CONTINUOUSLY  
VARIABLE TRANSMISSION

PUBN-DATE: May 2, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

KAWAMURA, SHUICHI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

COUNTRY

MAZDA MOTOR CORP

N/A

APPL-NO: JP63271506

APPL-DATE: October 26, 1988

INT-CL (IPC): F16H061/00, F16H009/00

US-CL-CURRENT: 74/606R, 474/28

ABSTRACT:

**PURPOSE:** To improve accelerating performance by restraining the controlling action of increase in gear ratio by a gear-ratio restraining means when an input torque indicates a rate of change in a negative direction at the time of shift down accompanying an accelerating operation.

**CONSTITUTION:** An input torque rate-of-change operating portion 71 obtains the rate of change of input torque from a present input torque value by a primary pulley input torque operating portion 69 and a previous input torque value stored in a memory means 70. At the time of sudden acceleration, in the case of the increasing zone of pulley ratio accompanying the shift down of a transmission with a negative rate of change of input torque, a target engine speed determining portion 66 correct an original target engine speed which is obtained from a map to be smaller by a defined value and, after that, set same to a final target engine speed, and a duty ratio operating portion 73 calculates a duty ratio for controlling gear ratio corresponding thereto. Thereby, the deficiency of torque at the time of accelerating can be prevented.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平2-118260

⑮ Int. Cl. <sup>3</sup>	識別記号	庁内整理番号	⑬ 公開 平成2年(1990)5月2日
F 16 H 61/00		7331-3 J	
// F 16 H 9/00		8513-3 J	
F 16 H 59:14		7331-3 J	
59:24		7331-3 J	
59:36		7331-3 J	

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全12頁)

⑭ 発明の名称 無段変速機の変速制御装置

⑯ 特 願 昭63-271506

⑰ 出 願 昭63(1988)10月26日

⑱ 発 明 者 川 村 修 一 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

⑲ 出 願 人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号

⑳ 代 理 人 弁理士 大 浜 博

明 細 書

1. 発明の名称

無段変速機の変速制御装置

2. 特許請求の範囲

1. 各々有効径を任意に変更可能に構成された駆動側及び従動側プーリを備えるとともに、該駆動側プーリと従動側プーリ相互間に駆動力伝達用のベルトを張架し、変速比制御手段により上記駆動側プーリと従動側プーリ相互の有効径を可変制御することにより連続的に変速比を変えるようにしてなる無段変速機において、エンジンから上記駆動側プーリへ入力される入力トルク値の変化率を検出する入力トルク変化率検出手段と、上記変速比制御手段による変速比の上昇制御を抑制する変速比抑制手段とを設け、当該車両の加速操作に伴う変速機のシフトダウン時において上記入力トルク変化率検出手段によって検出された上記駆動側プーリへの入力トルクの変化率が負方向への変化率を示したときには上記変速比抑制手段により上

記変速比制御手段による変速比の上昇制御動作を抑制するようにしたことを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、変速比を連続的に可変制御することができる無段変速機の変速制御装置に関するものである。

(従来技術)

例えば特開昭60-222647号公報に示されているように、Vベルトを介して相互に接続された駆動側プーリ(プライマリープーリ)と従動側プーリ(セカンダリープーリ)の各々の有効径を油圧制御手段(油圧シリンダと電磁制御弁を組合せたもの)により任意に変更できるように構成し、当該油圧制御手段を例えばマイクロコンピュータによって構成された変速機コントロールユニットによって電子制御することにより当該変速機の変速比を最高ギヤ比から最低ギヤ比までの全変速範囲内において連続的に可変ならしめ得るようにし

た無段変速機が、最近では自動車においても多く採用されるようになってきている。

しかし、このような可変プーリ式の無段変速機の場合、通常オイルポンプから吐出されたオイル圧に対応する油圧系路のライン圧を先ず調圧弁で所定圧に調圧した後に上記従動側プーリの有効径可変用油圧シリングに、また上記ライン圧を流量制御弁を介して駆動側プーリの有効径可変用油圧シリングにそれぞれ供給することにより各プーリの有効径を変更することによって連続的に変速比を変えるようになっていく。従って、例えば車両急加速時などに運転者が急速にアクセルを踏み込んでも上記流量制御弁の開度が一定である限り、変速比は急速には低下せず、どうしても一定の遅れ時間が生じる。

従って、急加速時の応答性が悪いという問題を生じている。

そこで、この問題に対する対策として、例えば先に従来例として掲記した上記特開昭60-222647号公報の構成では、上記のように運転者

変速比を低下させても、それだけでは十分なトルクアップ、十分な加速性能を実現することはできない。

(課題を解決するための手段)

本発明は、上記のような問題を解決することを目的としてなされたもので、各々有効径を任意に変更可能に構成された駆動側及び従動側プーリを備えるとともに、該駆動側プーリと従動側プーリ相互間に駆動力伝達用のベルトを張架し、変速比制御手段により上記駆動側プーリと従動側プーリ相互の有効径を可変制御することにより連続的に変速比を変えるようにしてなる無段変速機において、エンジンから上記駆動側プーリへ入力される入力トルク量の変化率を検出する入力トルク変化率検出手段と、上記変速比制御手段による変速比の上昇制御を抑制する変速比抑制手段とを設け、当該車両の加速操作に伴う変速機のシフトダウン時において上記入力トルク変化率検出手段によって検出された上記駆動側プーリへの入力トルクの変化率が負方向への変化率を示したときには上記

がアクセルを急激に踏み込んだ急加速時には該状態を所定のセンサで検出し、当該検出時より所定時間内は上記流量制御弁の開度を通常時よりも所定開度大きく制御して変速比を急速に低下させて速かにトルクアップを図るようにしている。

(発明が解決しようとする課題)

上記従来技術の構成によれば、一応急加速時の速かな変速比の低下を可能にすることができると考えられる。

しかし、上記変速比の低下とエンジン回転数との関係を詳細に検討してみると、次のようになる。

すなわち、急加速時にはスロットル開度が急激に拡大してエンジン回転数が大きく上昇するようになる。この結果、該急加速状態ではエンジン回転の慣性力の方に本来のエンジントルクが吸収されてしまい、エンジンの回転数が上昇する際にはエンジンからの出力トルクは増加せず却って上記駆動側プーリに入力されるエンジントルクが実質的に低下してしまうような減少が生じ得る。このため上記従来技術のように単に急加速に対応して

変速比抑制手段により上記変速比制御手段による変速比の上昇制御動作を抑制するようにしたこととを特徴とするものである。

(作用)

上記本発明の無段変速機の変速制御装置の構成では、エンジンの出力軸から駆動側プーリに入力される入力トルクの変化率を検出する入力トルク変化率検出手段により、加速操作に対応した変速機シフトダウン時において同入力トルクがマイナス方向(減少方向)に変化したことが検出されると、変速比抑制手段を作動させて変速比制御手段による変速比の上昇制御動作を抑制する。従って、急加速時のようにエンジンの回転数上昇による慣性力アップによってエンジンの出力トルクが実質的に低下しトルク不足を生じるようになる可能性がある場合であっても可及的にエンジントルクの低下を防止することができるようになる。

(発明の効果)

従って、本発明の無段変速機の変速制御装置によれば、加速時のトルク不足が解消され、加速応

答性の高い無段変速機付車両を提供することができるようになる。

(実施例)

以下、図面第1図ないし第10図を参照して本発明の実施例について詳細に説明する。

先ず第1図には同本発明の実施例に係る無段変速機の変速制御装置の主として変速機全体の構成を示すスケルトン図が、また第2図には同第1図に示した無段変速機の油圧回路図が、さらに第3図にはその制御部の回路構成図がそれぞれ具体的かつ詳細に示されている。そこで、先ず第1図を参照して当該無段変速機の全体の構成を説明し、その後第2図を参照して油圧回路部の構成を説明した後、さらに本発明の要部である第3図の制御回路部の構成及び動作を第4図以下のフロチャート並びにグラフを参照しながら説明して行くこととする。

先ず第1図において、当該無段変速機は、例えば前輪駆動車用の無段変速機として構成されており、エンジンAの出力軸1に連結されたトルクコ

り、ロックアップ室10内への油圧の導入あるいは排出により、上記ポンプカバー7と接触してこれと一体化されるロックアップ状態と、該ポンプカバー7から離間するコンバータ状態とを選択的に実現することができるようになっている。そして、上記ロックアップ状態においてはエンジン出力軸1とタービン軸2とが流体を介することなく直結され、又コンバータ状態においてはエンジントルクはエンジン出力軸1から流体を介してそれぞれタービン軸2側に伝達されるようになる。

次に上記前後進切換機構Cは、上記トルクコンバータBのタービン軸2の回転をそのまま後述するベルト伝動機構D側に伝達する前進状態と他方ベルト伝動機構D側に逆転状態で伝達する後進状態とを選択的に設定するためのものであって、この実施例においては、この前後進切換機構Cはダブルベニオン式のプラネタリギヤユニットで構成されている。すなわち、上記タービン軸2にスプライン結合されたキャリア15には、サンギヤ12に噛合する第1ベニオンギヤ13とリングギヤ

ンバータBと前後進切換機構Cとベルト伝動機構Dと減速機構Eと差動機構Fとを備えている。

上記トルクコンバータBは、エンジンの出力軸1に結合されたポンプカバー7の一側部に固定されて該エンジン出力軸1と一体的に回転するポンプインペラ3と、該ポンプインペラ3と対向するようにして上記ポンプカバー7の内側に形成されたコンバータ室7a内に回転自在に設けられているタービンランナー4と、該ポンプインペラ3とタービンランナー4との間に介設されてトルク増倍作用を行なうステータ5とを有している。また、上記タービンランナー4は、タービン軸2を介して後述する前後進切換機構Cの入力メンバーであるキャリア15に、また上記ステータ5はワンウェイクラッチ8及びステータ軸9を介してミッションケース19にそれぞれ連結されている。

さらに、上記タービンランナー4とポンプカバー7との間にはロックアップピストン6が配置されている。このロックアップピストン6は、上記タービン軸2にスライド可能に取り付けられてお

り11に噛合する第2ベニオンギヤ14とが取り付けられている。尚、サンギヤ12は後述するベルト伝動機構Dのプライマリー軸22に対してスプライン結合されている。

さらに、上記リングギヤ11とキャリア15との間には、この両者を断続するクラッチ16が、また該リングギヤ11とミッションケース19との間には該リングギヤ11を当該ミッションケース19に対して選択的に固定するためのブレーキ17がそれぞれ設けられている。

従って、上記クラッチ16を締結してブレーキ17を解放した状態においては、リングギヤ11とキャリア15とが一体化されるとともに、該リングギヤ11がミッションケース19に対して相対回転可能とされるため、タービン軸2の回転はそのまま同方向に回転してサンギヤ12からプライマリー軸(駆動側プライマリーブリー21の軸となっている)22側に出力される(前進状態)。これに対して、クラッチ16を解放してブレーキ17を締結した状態においては、リングギヤ11

## 特開平2-118260(4)

がミッションケース19側に固定されるとともに、該リングギヤ11とキャリア15とが相対回転可能となるため、タービン軸2の回転は第1ピニオンギヤ13と第2ピニオンギヤ14とを介して反転された状態でサンギヤ12に出力される(後進状態)。すなわち、この前後進切換機構Cにおいては、クラッチ16とブレーキ17との選択作動により前後進の切換えが行なわれる。

さらに上記ベルト伝動機構Dは上記前後進切換機構Cの後方側に同軸状に配置された後述するプライマリーブリー21と、該プライマリーブリー21に対して平行方向に向けて離間配置された後述するセカンダリーブリー31との間にVベルト20を張架して構成されている。

上記プライマリーブリー21は、上記タービン軸2と同軸状に配置され且つその一方の軸端部が上記前後進切換機構Cのサンギヤ12にスプライン結合されたプライマリー軸22上に、所定の直径をもつ固定円錐板23を該プライマリー軸22上に一体的に、また可動円錐板24を該プライ

マリー軸22上においてその軸方向に移動(摺動)可能にそれぞれ設けて構成されている。そして、この固定円錐板23の円錐状摩擦面と可動円錐板24の円錐状摩擦面で略V字状断面をもつベルト溝21aを形成している。

また、上記可動円錐板24の外側面24a側には筒状の油圧シリング25が固定されている。さらに、このシリング25の内周面側には、上記プライマリー軸22側に固定されたピストン26が油密的に嵌挿されており、該ピストン26と上記シリング25と可動円錐板24の三者でプライマリー室27が構成されている。尚、このプライマリー室27には後述する油圧回路Qから所定のライン圧が導入される。

そして、このプライマリーブリー21は、上記プライマリー室27に導入される油圧によりその可動円錐板24を軸方向に移動させて固定円錐板23との間隔を増減することによりベルト20に対する有効径が調整されるようになっている。

またセカンダリーブリー31は、基本的には

上記プライマリーブリー21と同様の構成を有するものであり、上記プライマリー軸22に対して平行な状態で所定の距離離間して配置されたセカンダリー軸32上に、上記固定円錐板33を該セカンダリー軸32と一体的に、また可動円錐板34を該セカンダリー軸32上を移動可能に、それぞれ設けて構成されている。そして、相互に対向する固定円錐板33の円錐状摩擦面と可動円錐板34の円錐状摩擦面44aとで上述のプライマリーブリー21側の場合と同様に略V字状断面をもつベルト溝31aが形成されている。

さらに、可動円錐板34の外側面34b側には、略段付筒状のシリング35が同軸状に固定されている。また、このシリング35の内周面側にはその軸心寄り部分が上記セカンダリー軸32に固定されたピストン36が油密的に嵌挿されている。このピストン36と上記シリング35と可動円錐板34の三者でセカンダリー室37が構成されるとともに、このセカンダリー室37には上記プライマリーブリー21側と同様に油圧回路Qから

ライン圧が導入される。このセカンダリーブリー31も上記プライマリーブリー21と同様に、その可動円錐板34を固定円錐板33に対して接離させることによりベルト20に対する有効径が調整されるようになっている。

尚、この時、可動円錐板34の受圧面積は上記プライマリーブリー21の可動円錐板24のそれよりも小さくなるように設定されている。

また、減速機構E及び差動機構Fは従来周知のもので構成されている。

今、この無段変速機の作動を簡単に説明すると、先ず上記エンジンAからトルクコンバータBを介して伝達される駆動トルクは、前後進切換機構Cにおいてその回転方向が前進方向か、または後進方向の何れかに設定された状態でベルト伝動機構Dに伝達される。

ベルト伝動機構Dにおいては、プライマリーブリー21のプライマリー室27内への作動油の導入あるいは排出によりその有効径が調整され、またプライマリーブリー21に対してベルト2

0を介して連動連結されたセカンダリーブリー-31においてもそれに追従した状態でその有効径が調整される。このプライマリーブリー-21の有効径とセカンダリーブリー-31の有効径の比(ブリー比)によりプライマリー軸22とセカンダリー軸32との間の変速比が決定される。

セカンダリー軸32の回転は、さらに減速機構Eにより減速された後、差動機構Fに伝達され、該差動機構Fから前車軸(図示省略)に伝達されるようになる。

次に第2図に示す油圧回路について説明する。

該第2図に示す油圧回路は、上記無段変速機における上記トルクコンバータBのロックアップピストン6と、前後進切換機構Cのクラッチ16及びブレーキ17と、上記ベルト伝動機構Dのプライマリーブリー-21とセカンダリーブリー-31等の作動を各々制御するためのものであって、エンジンAによって駆動されるオイルポンプ40を備えている。

このオイルポンプ40から吐出される作動油は、

のライン圧調整弁41は、そのスプール41bが、その一方の端部にかかる上記メインライン101内の油圧と、他方の端部にかかる上記スプリング41cのバネ力とパイロット室41a内に導入されるパイロット圧との合力との釣合いに応じてスライドして上記ドレーンポート41eを上記調圧ポート41dに連通あるいは連通遮断させることにより、上記パイロット圧に応じたライン圧を発生させるようになっている。また、このライン圧を制御するパイロット圧は、具体的には上記分岐ライン103に設けた第1電磁ソレノイド弁51のデューティ比を制御することにより調整される。

また、上記分岐ライン102には、パイロット圧を受けて作動する変速比制御弁43が設けられており、上述した無段変速機の変速比の制御はこの変速比制御弁43により上記プライマリーブリー-21のプライマリー室27への作動油の給・排を制御することにより行なわれる。即ち、変速比制御弁43は、スプリング43bにより常時一方側に押圧付勢されたスプール43aを備えたと

まずライン圧調整弁41において所定のライン圧に調整された上で、メインライン101を介して上述したセカンダリーブリー-31のセカンダリー室37に、また該メインライン101から分岐した分岐ライン102を介して上記プライマリーブリー-21のプライマリー室27にそれぞれ供給される。

このライン圧調整弁41におけるライン圧制御は、そのパイロット室41aに導入されるパイロット圧を制御することにより行なわれる。即ち、ライン圧調整弁(プレッシャーレギュレータ)41は、スプール41bとこれを付勢するスプリング41cとを備えとともに、上記オイルポンプ40からの吐出油が導かれる調圧ポート41dと該オイルポンプ40のサクション側に連通するドレーンポート41eとを設けている。さらに、このパイロット室41aには、上記分岐ライン102から分岐した後、レデュースング弁42により所定圧に減圧された作動油がパイロット圧として分岐ライン103を介して導入される。従って、こ

ともに、上記ライン102に連通するライン圧ポート43cと、ドレーンポート43dと、上記スプリング43bの反対端面側に形成されたパイロット室43fに開口するパイロットポート43e及びスプリング43b側に開口し且つ後述するシフト弁45が後進位置(R)に設定された時には該シフト弁45を介してライン圧が導入されるリバースポート43gとを有している。そして、前進時(シフト弁45が変速レンジD、2、1のいずれかのシフト位置にある時)には、上記リバースポート43gがシフト弁45を介してドレーンされることから、上記スプール43aは上記パイロット室43fに導入されるパイロット圧を受けて軸方向にスライド可能となる。そして、該スプール43aによりライン圧ポート43cとドレーンポート43dとが選択的にプライマリー室27に連通せしめられることにより該プライマリー室27への作動油の給・排制御、即ち変速比制御が行なわれる。一方、後進時には、リバースポート43gからライン圧が導入され、スプール43aはこのライン圧を受け

て図中右方向へ一杯に押しつけられた状態で固定される。従って、パイロット圧の如何にかかわらずライン圧ポート43cとドレンポート43dが常時連通し、変速比は最大変速比のまま固定保持される。

ところで、この実施例のものにおいては、上記変速比制御弁43へのパイロット圧供給系を2系統設け、これを後述する切換弁44によって選択使用するようにしている。即ち、切換弁44は、スプール44aとこれを一方側へ押圧付勢するスプリング44bとを備えている。また、この切換弁44は、その反スプリング44b側の端部に開口させたパイロットポート44cを上記ライン103から分岐したライン105に接続し、スプール44aの一端に上記レデュースング弁42で減圧されたパイロット圧をかけるようにしている。さらに、この切換弁44の中段部には、上記ライン105に連通する第1パイロット圧導入ポート44dと、ビトー圧発生手段に連通する第2パイロット圧導入ポート44eと、上記変速比制御弁

43のパイロットポート43eに対してライン104を介して連通するパイロット圧供給ポート44fとを隣接している。そして、この第1パイロット圧導入ポート44dに連通する上記ライン105に第2電磁ソレノイド弁52を設け、該第2電磁ソレノイド弁52の作動状態に応じて、該第2電磁ソレノイド弁52により調圧された油圧とエンジンの回転速度に対応して発生するビトー圧とを選択的に上記変速比制御弁43のパイロット室43fにパイロット圧として供給し、所定の変速比制御を行なうようにしている。

一方、上記ライン圧調整弁41により調圧された作動油は、ライン106を介して切換弁44のポートAに導入される。そして、このポートAに供給された作動油は、後進変速段設定時にはライン107を介して上記ブレーキ17のブレーキ室62に、また前進変速段設定時にはライン108を介して上記クラッチ16のクラッチ室61にそれぞれ供給され、上記前後進切換機構Cを後進あるいは前進作動状態とする。尚、この実施例にお

いてはライン107とライン108の間にアクチュウムレタ18をひとつ設け、このひとつのアクチュウムレタ18によってクラッチ16とブレーキ17の両方の締結ショックを効果的に緩和するようにしている。

また、上記ライン圧調整弁41で調圧された作動油は、クラッチ圧調整弁46で所定のクラッチ圧に調圧されたのち、ライン109を介してロックアップコントロール弁47に導入される。そして、このロックアップコントロール弁47に導入された作動油は、該ロックアップコントロール弁47のパイロット圧を第3電磁ソレノイド弁53によって制御することにより、ロックアップ締結側(LOCK)あるいはロックアップ解除側(UNLOCK)に選択的に供給される。

また、第2図において符号48はリリーフ弁である。

次に、第2図ないし第7図を参照して上記変速比制御弁43の制御方法を詳述する。

先ず、第2電磁ソレノイド弁52の制御範囲と

切換弁44の作動との関係について説明すると、この第2電磁ソレノイド弁52は、第7図に示すようにデューティ比が0～100%に変化するのに対応してライン105内の油圧(パイロット圧)を0～P<sub>1</sub>までの範囲で変化させることができるようになっている。

一方、切換弁44は、そのパイロットポート44cにかかる油圧に応じてそのスプール44aが軸方向に移動してその第1パイロット圧導入ポート44dと第2パイロット圧導入ポート44eとを選択的にパイロット圧供給ポート44fに連通させるように構成されているが、この実施例のもでは特に第1、第2パイロット圧導入ポート44d、44eとパイロット圧供給ポート44fの相対位置をパイロット圧の大きさ、即ち第2電磁ソレノイド弁52のデューティ比に対応して次のように設定している。即ち、第2電磁ソレノイド弁52のデューティ比がD<sub>1</sub>～D<sub>2</sub>%の範囲内である時、即ちパイロット圧がP<sub>0</sub>～P<sub>1</sub>の範囲内である時には、スプール44aは第2図の上段と下段にそれぞれ

図示した位置の中間に位置し、第1パイロット圧導入ポート44dがパイロット圧供給ポート44fに連通する一方で第2パイロット圧導入ポート44eは閉塞状態とされ、また第2電磁ソレノイド弁52のデューティ比が0~D<sub>1</sub>%の範囲内、即ちパイロット圧がP<sub>0</sub>~P<sub>1</sub>の範囲内である時には第2図の上段に示すようにスプール44aが右方向に一杯に移動し第1パイロット圧導入ポート44dが閉塞状態とされる一方で、第2パイロット圧導入ポート44eがパイロット圧供給ポート44fに連通するように、該第1、第2パイロット圧導入ポート44d、44eとパイロット圧供給ポート44fの位置を第2電磁ソレノイド弁52のデューティ比、即ちライン105内の油圧に応じて相対的に設定している。尚、この第2電磁ソレノイド弁52による変速制御は、第6図に示すように予め各シフト位置毎に車速(即ち、セカンダリーブリー31の回転速度)とスロットル開度とをパラメータとして設定した目標プライマリーブリー回転数のマップから求められる現在の運

転状態に対応する目標プライマリーブリー回転数と、現実のプライマリーブリー回転数の偏差から目標とする変速比に対応した第2電磁ソレノイド弁52作動用のデューティ比を算定し、該デューティ比の信号によって作動する第2電磁ソレノイド弁52により変速比制御弁43のパイロット圧を調整し、プライマリー室27への作動油の給排を制御することにより目標値通りの変速比制御が行なわれる。

そして、該第2電磁ソレノイド弁52を作動制御するための基本となる上記制御信号のデューティ比は、例えば第4図のフローチャートに従って行なわれる。すなわち、まずステップS<sub>1</sub>、S<sub>2</sub>で各種状態のイニシャライズと各センサからの信号(スロットル開度、エンジン回転数、車速等)の読み込みを行なってから、ステップS<sub>3</sub>で、クラッチ圧制御を行ない、さらにステップS<sub>4</sub>で、運転状態に応じてロックアップクラッチの締結、開放を行なうべくロックアップ制御を行なう。さらに、後に詳述する変速比制御(ステップS<sub>5</sub>)およびセ

カンダリ圧制御(ステップS<sub>6</sub>)により上記電磁ソレノイド弁51~53の各デューティ比を求める。そしてステップS<sub>7</sub>で、それぞれ設定したデューティ比となるように各電磁ソレノイド51~53にデューティ信号を出力する。

また上記ステップS<sub>5</sub>による変速比制御は、具体的には第5図に示すフローチャートに従って次のように行なわれる。

この制御においては、先ずステップS<sub>11</sub>でシフト位置、エンジンのスロットル開度およびセカンダリーブリー21の回転数を読込んでから、ステップS<sub>12</sub>で、セカンダリーブリー31の回転数に対応する車速と上記スロットル開度とに基づいて当該シフト位置における目標プライマリーブリー回転数N<sub>0</sub>を算出する。この算出は、先にも触れた如く第6図に示すように、各シフト位置毎に予め車速とスロットル開度とをパラメータとして設定されている目標プライマリーブリー回転数のマップと、現実の車速およびスロットル開度とを比較参照(補間)することにより行なわれる。

次にステップS<sub>13</sub>、S<sub>14</sub>で、現実のプライマリーブリー21の回転数N<sub>p</sub>を読込んで、続くステップS<sub>15</sub>でこれと上記目標プライマリーブリー回転数N<sub>0</sub>との偏差ΔN<sub>p</sub>を算出する。そして更にステップS<sub>16</sub>で、この偏差ΔN<sub>p</sub>に対応する第2電磁ソレノイド弁のデューティ比を、第9図の特性に従って求める。このように上記偏差ΔN<sub>p</sub>に応じて第2電磁ソレノイド弁52のデューティ比が変えられることにより、上記変速比制御弁43を介してプライマリーブリー21の油圧シリンダ25に対する作動油の給排がコントロールされて、プライマリーブリー21の有効ピッチ径が変えられ、これに伴ってプライマリーブリー21の回転数が目標回転数N<sub>0</sub>に合致する方向に変化する。これにより、プライマリーブリー21の回転数、換言すれば上記ベルト伝動機構Dの変速比が車速とスロットル開度とに応じて最適に制御される。

次に上記のような変速機のコントロールを行う変速機コントロールユニットにおける本発明実施



例の要部の構成と動作を特に第3図に機能ブロック図として示している。

該第3図において、先ず符号61はエンジン回転数検出手段(本実施例では、ロックアップ状態を前提として考えているので、該エンジン回転数検出手段は、結局プライマリーブリー21の回転数検出手段でもある)、同62は車速検出手段、63はスロットル開度検出手段である。また、符号64は上記エンジン回転数検出手段61により検出された実際のエンジン回転数(ここでは上述のようにロックアップ状態を前提として考えるので、該エンジン回転数 $N_E$ は当然プライマリーブリー21の回転数と等しいことになる) $N_E(N_p)$ を所定期間内(少くとも1制御周期以上)メモリして置くエンジン回転数記憶部(RAM)である。

一方、符号65は、変速比制御用の上述したプライマリーブリー21の目標回転数 $N_{po}$ を演算する目標回転数演算部であり、該目標回転数演算部65は上記車速検出手段62とスロットル開度検出手段63の各検出出力 $V, \theta_{\tau vo}$ を入力し、

度変動に基づくエンジン慣性を示している)。従って、この算出値 $P_{TQ}$ は、エンジンの慣性トルクが差し引かれたものとなる。そして、この算出値 $P_{TQ}$ は、一旦プライマリーブリー入力トルク記憶部70にメモリされる。

さらに、符号71は上記プライマリーブリー入力トルク演算部69で演算された現在の入力トルク値 $P_{TQn}$ と上記入力トルク記憶手段70に記憶されている前回の入力トルク値 $P_{TQ(n-1)}$ とを入力して同入力トルク $P_{TQ}$ の変化率 $\Delta P_{TQ} = dP_{TQ}/dt$ を求める入力トルク変化率演算部である。該入力トルク変化率演算部71で演算された演算値 $\Delta P_{TQ}$ は、上記目標回転数の演算値 $N_{po}$ と同じく上記目標回転数決定部66に供給される。目標回転数決定部66は、上記入力トルク変化率演算部71で演算された入力トルクの変化率 $\Delta P_{TQ}$ に応じて上記目標回転数演算部65で演算された目標回転数 $N_{po}$ を補正し、最終的な目標回転数 $N_{po'}$ を決定するようになっている。

すなわち、先にも述べたように、急加速時のよ

当該両入力によって特定される運転状態に応じた変速比制御のためのプライマリーブリー21の目標回転数 $N_{po}$ を演算(マップ補間)する(上述の第6図参照)。該演算値 $N_{po}$ は、次の同プライマリーブリー21の最終目標回転数決定部66と同回転数変化率演算部67とに各々入力される。また、符号68は、エンジントルク演算部であり、該エンジントルク演算部68は、上記エンジン回転数検出手段61の出力 $N_E(N_p)$ とスロットル開度検出手段63の出力 $\theta_{\tau vo}$ とに基づいて該時点でのエンジン実トルク(エンジンの出力軸トルク) $E_{TQ}$ を算出し、上記駆動側プライマリーブリー21の入力トルク演算部69に供給する。

プライマリーブリー入力トルク演算部69は、上記回転数変化率演算部67で演算された回転数 $N_p$ の変化率 $\Delta N_p = dN_p/dt$ と上記エンジントルク $E_{TQ}$ とから $P_{TQ} = E_{TQ} - \pi/30 \cdot I_e \cdot dN/dt$ の演算を行ってプライマリーブリー21への実際の入力トルク $P_{TQ}$ を算出する(なお、上記演算式において、 $\pi/30 \cdot I_e$ は角速

うにスロットル開度が急激に拡大してエンジン回転数 $N_E$ が急速に増大するような場合には、その慣性トルク $(\pi/30 \cdot I_e \cdot dN/dt)$ のために本来のエンジンの出力トルクが吸収されてしまってトルク不足となる、つまりプライマリーブリー21への入力トルクの変化量がマイナス方向に変化する現象が生じる。

従って、該現象により実際に上記プライマリーブリー21に入力されるトルク $P_{TQ}$ は、

$P_{TQ} = \text{エンジントルク}(E_{TQ}) - \text{エンジン慣性トルク}(\pi/30 \cdot I_e \cdot dN/dt)$ となり、慣性トルクによる吸収分だけ小さくなる。

そこで、上記目標回転数決定部66では、上記入力トルク $P_{TQ}$ の変化率 $\Delta P_{TQ}$ が0よりも大であるか小であるかを判定し、同変化率 $\Delta P_{TQ}$ が0よりも小(つまり負)である変速機シフトダウンに伴うブリー比の増加領域(第8図参照)の場合には上記した第6図のマップで求まる本来の目標回転数 $N_{po}$ を所定回転数小さく補正した上で最終的な目標回転数 $N_{po'}$ ( $N_{po'} < N_{po}$ )に設定し、

デューティ比演算部73でそれに対応した変速比制御用のデューティ比を算出する。そして、その上で上述した第2の電磁ソレノイド弁52(変速比制御弁43)を駆動する。他方、上記入力トルクの変化率 $\Delta P T Q$ が0よりも大(増加)の通常の場合(オーバドライビング状態に近い場合)には上記第6図のマップ値 $N_{po}$ に基いて通常通りの目標回転数制御を行う。

従って、該本実施例の構成による場合、従来の構成であれば例えば第11図の(a)~(c)のグラフに示すように急加速によるスロットル踏み込みとそれに対応した車速の増大に対応して第6図のマップ特性により高く設定される目標プライマリーブリーフ回転数 $N_{po}$ により、第11図の(a)および第8図の斜線部域に示すように十分にブリーフ比を増加させるべく変速比制御が行なわれる。しかし、該場合には、上記急激なエンジン回転数の上昇によって過渡的に当該エンジン回転上昇の慣性力の方に実質的にエンジントルクが吸収されてしまうので、その分上記プライマリーブリーフ21

への入力トルクが不足するようになる。その結果、第11図(b)の加速慣性特性に示すように急加速時に一時的に加速力がダウンシュートしてトルクショックを感じさせる問題が生じていた。

ところが、本実施例の場合には、上述のようにそのような場合プライマリーブリーフ21自体の目標回転数 $N_{po}$ を実質的にプライマリーブリーフ21への入力トルクが増加するような上記本来の値よりも所定回転数低い目標回転数 $N_{po}'$ に変更するようになっているから、第10図(a)の特性に示すように結局上記従来の場合に比較して制御される無段変速機のブリーフ比そのものが低下する。その結果、仮に上記プライマリーブリーフ21への入力トルクが所望の特性値よりは低下したとしても略加速に必要な変速機出力トルクを得ることができるようになり、第10図(b)に示すように少なくとも従来のような加速力のダウンシュートは生ぜしめないで済むようになる(第10図(a)~(c)参照)

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は、本発明の実施例に係る無段変速機の変速制御装置の変速機部を中心とした全体構成を示すスケルトン図、第2図は、同実施例装置の油圧回路図、第3図は同実施例装置の変速比制御部の機能ブロック図、第4図、第5図は、上記実施例装置の一般的なデューティ比制御動作を示す各フローチャート、第6図は、同実施例装置の変速比制御において使用されるプライマリーブリーフの目標回転数マップ、第7図は、同デューティ比パイロット圧マップ、第8図は、本発明実施例の制御領域を示すグラフ、第9図は、同実施例の回転数偏差とデューティ比との関係を示すグラフ、第10図は、本発明の作用効果をタイムチャート的に示すグラフ、第11図は、従来例の問題点を示す第10図と同様のグラフである。

16・・・クラッチ

17・・・ブレーキ

18・・・アキュムレータ

20・・・ベルト

21・・・プライマリーブリーフ

31・・・セカンダリーブリーフ

41・・・ライン圧調整弁

42・・・レギュレーティング弁

43・・・変速比制御弁

44・・・切換弁

45・・・シフト弁

46・・・クラッチ圧調整弁

47・・・ロックアップコントロール弁

48・・・リリーフ弁

51~53・・・電磁ソレノイド弁

61・・・エンジン回転数検出手段

62・・・車速検出手段

63・・・スロットル開度検出手段

65・・・目標回転数演算部

66・・・目標回転数決定部

67・・・回転数変化演算部

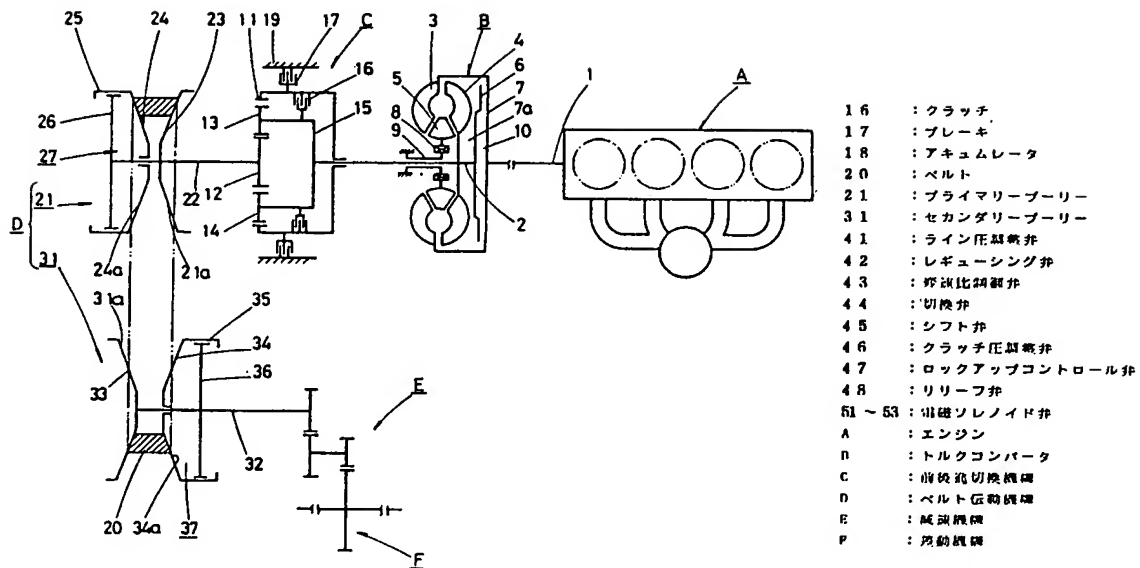
68・・・エンジントルク演算部

69・・・プライマリーブリーフ入力トルク演算部

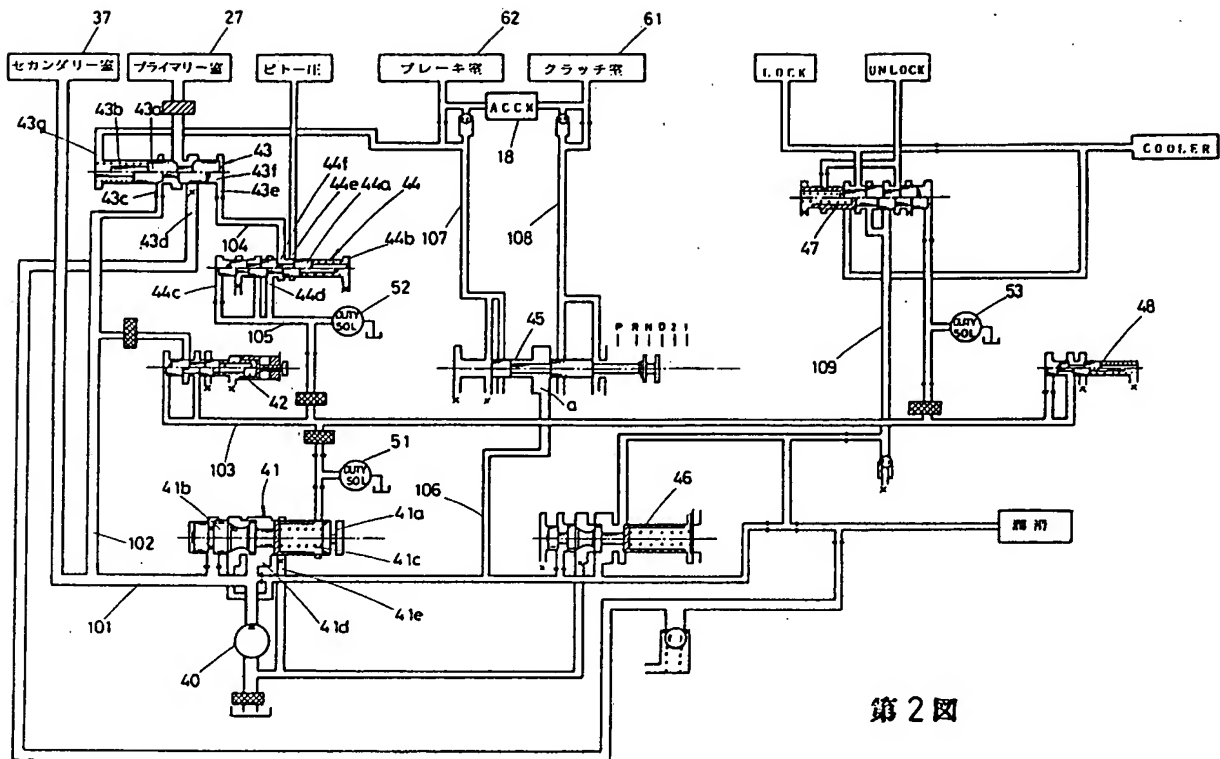
71・・・入力トルク変化率演算部

- A . . . . . エンジン  
 B . . . . . トルクコンバータ  
 C . . . . . 前後進切換機構  
 D . . . . . ベルト伝動機構  
 E . . . . . 減速機構  
 F . . . . . 差動機構

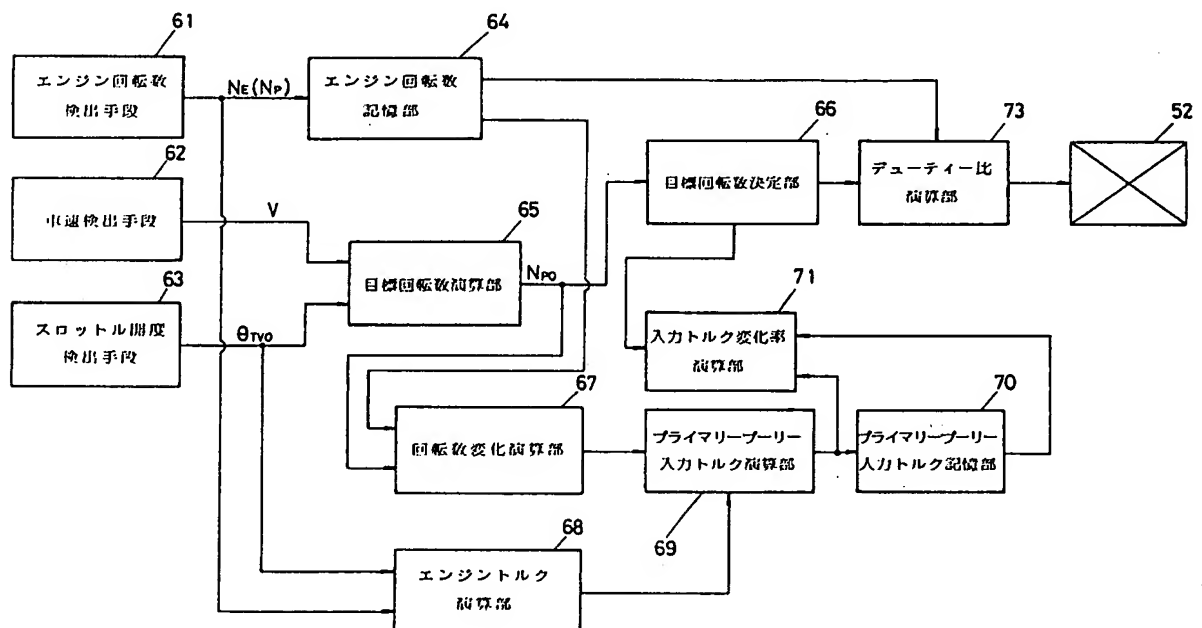
出 願 人 マ ッ グ 株 式 会 社  
 代 理 人 弁 理 士 大 浜 博



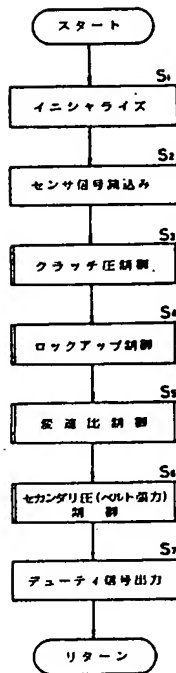
第1図



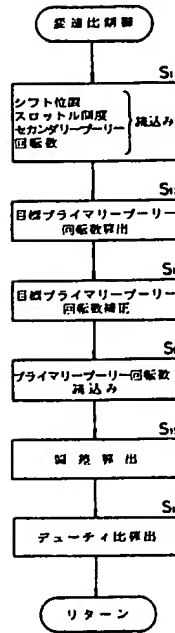
第2図



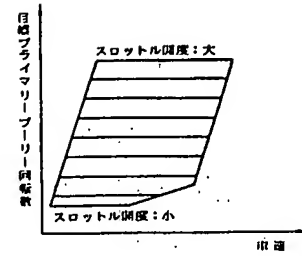
第3図



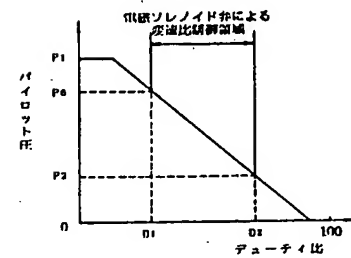
第4図



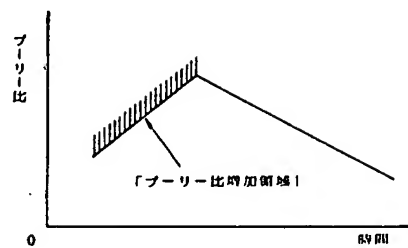
第5図



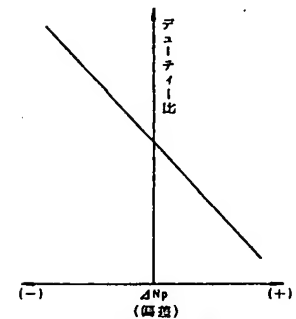
第6図



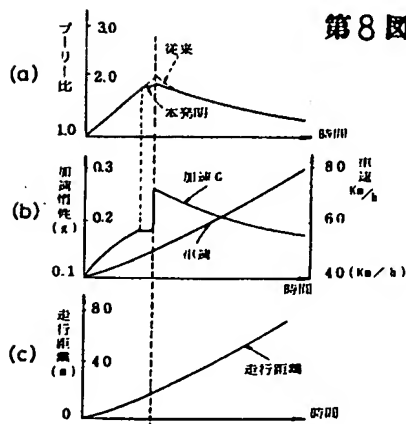
第7図



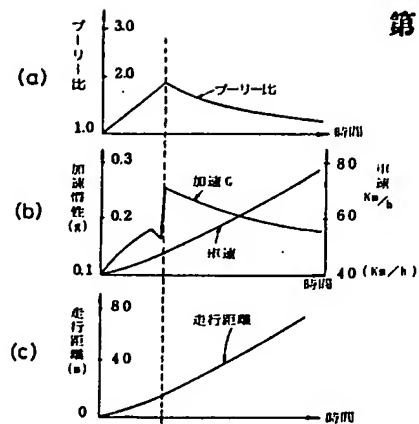
第8図



第9図



第10図 (本発明)



第11図 (従来)